

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Zavážecí skipové zařízení zásobníku

Silo loading skip equipment

Student:

Bc. Jakub Siro

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Ostrava 2012

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jakub Siro

Adresa trvalého pobytu autora práce: Korňa, Vyšná Korňa 905, SR

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Jakub Siro

Zavážecí skipové zařízení zásobníku

Vedoucí diplomové práce: Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Diplomová práce sa zaoberá návrhom a výpočtom zavážecí skipové zařízení zásobníku. Jedná sa o zariadenie na prepravu črepín. Objem prepravovanej nádoby je $0,75\text{m}^3$ a zdvih 2,5m. Dokonalé vyprázdenie skipového zariadenia bude zabezpečené pomocou vibračného mechanizmu. Cieľom diplomovej práce je navrhnúť bezpečné zavážecí skipové zařízení , ktoré bude konkurencie schopné a bude spĺňať parametre zadania diplomovej práce. Použité riešenia zabezpečujú hladký a tichý zdvih nádoby.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

Bc. Jakub Siro

Silo loading skip equipment

The thesis leader: Ing. Robert Brázda, Ph.D.

This diploma thesis is dealing with design and computing of silo loading skip equipment. It is a device for transporting cullet. The volume of transported container is 0.75 m^3 and lift is 2.5m. In the last phases of movement for perfect skip emptying will be proposal vibrating devices. The goal of this thesis is to design the safe and tenderable silo loading skip equipment which will fulfill the given parameters. Used solutions ensure smooth lift and minimum noise level.

Obsah

Zoznam použitých značiek a symbolov	8
Úvod	9
1. Skipové výťahy	10
1.1 Princíp a použitie	10
1.2 Typy skipových výťahov	12
1.3 Hlavné časti skipového dopravníku	15
1.3.1 Hnacia stanica	15
1.3.2 Nosná konštrukcia	17
1.3.3 Nosne prvky a ich usporiadanie	17
1.3.4 Vibračné zariadenie	18
1.3.5 Napájanie vibračného zariadenia	19
2. Výpočet základných parametrov skipového výťahu	22
2.1 Výpočet hmotnosti	23
2.2 Stanovenie dopravného výkonu	24
2.3 Výpočet ťažnej sily	25
2.4 Návrh a výpočet ťažného prvku	30
2.5 Návrh rozmeru bubnu	31
2.6 Výkon bubnu	33
2.7 Potrebný príkon	34
2.8 Vibračné zariadenie	35
2.9 Ovládanie	36
2.10 Ukážka výsyp materiálu	37
2.11 Montáž a uvedenie do činnosti	38
3. Pevnostné výpočty	40
3.1 Zjednodušená kontrola hriadele a prenosu krútiaceho momentu	40
3.2 Kontrola ložísk	45

3.3	Kontrola výkyvného mechanismu	47
4.	Záver	51
	Zoznam použitej literatúry	52
	Zoznam príloh	54

Zoznam použitých značiek a symbolov

β	Súčiniteľ hrúbky kútového zvaru	[-]
a	Zrýchlenie nádoby	[m/s ²]
a_z	Veľkosť zvaru	[mm]
b	Šírka pera	[mm]
B'_b	Minimálna šírka bubnu	[mm]
B_b	Šírka bubnu	[mm]
B_N	Šírka skipovej nádoby	[m]
C	Dynamický únosnosť ložiska	[N]
D	Vonkajší priemer kola	[mm]
d	Vnútorný priemer kola	[mm]
d_3	Malý priemer závitu skrutky	[mm]
D_b	Priemer bubnu	[mm]
$D_{\check{c}}$	Priemer bočnice bubnu	[mm]
d_d	Menovitý priemer drôtu	[mm]
d_l	Priemer lana	[mm]
D_s	Stredný priemer bubnu	[mm]
dt	Derivácia podľa času	[s]
dv	Derivácia podľa rýchlosti rýchlosti	[m/s]
D_z	Vonkajší priemer nosného prierezu zvaru	[mm]
d_z	Vnútorný priemer nosného prierezu zvaru	[mm]
f	Frekvencia dopravy	[s]
F_1	Bočná sila na drážku	[N]
F_2	Bočná sila na pero	[N]
F_{DI}	Vypočítaná nosnosť lana	[N]
F_{DV}	Nosnosť zvoleného lana	[N]
f_N	Frekvencia otáčania motoru	[Hz]
F_{VZ}	Vozidlový odpor	[N]
F_x	Sily pôsobiace na nádobu v ose x	[N]
g	Gravitačné zrýchlenie	[m/s ²]
G	Tiaž zaplnenej skipovej nádoby	[N]
h	Rameno normálovej sily zadného kola k prednému kolesu	[mm]

h_p	Výška pera	[mm]
i	Rameno odporu proti zdvihu k prednému kolesu	[mm]
i_b	Počet závitov bubnu	[-]
j	Rameno normálovej sily k prednému kolesu	[mm]
k	Rameno ťažnej sily k prednému kolesu	[mm]
k_{12}	Prevodový súčiniteľ	[-]
k_l	Statická bezpečnosť lana	[-]
k_n	Súčiniteľ nerovnomernosti dopravy	[-]
ks_1	Statická bezpečnosť v mieste 1	[-]
$k_{sš}$	Statické bezpečnosť skrutky	[-]
k_z	Statická bezpečnosť zvaru	[-]
k_ϕ	Súčiniteľ plnenia dopravného zariadenia	[-]
l	Dĺžka pera	[mm]
l'	Redukovaná dĺžka pera	[mm]
L_{10}	Základná trvanlivosť ložiska	[mil.ot]
L_{10A}	Základná trvanlivosť ložiska v podpore A	[mil.ot]
L_{10B}	Základná trvanlivosť ložiska v podpore B	[mil.ot]
L_{10hA}	Trvanlivosť ložiska v provozních hodinách v podpore A	[hod]
L_{10hB}	Trvanlivosť ložiska v provozních hodinách v podpore B	[hod]
l_l	Dĺžka trate	[mm]
m_{1k}	Zaťaženie jedného kolesa	[kg]
m_{1m}	Hmotnosť jedného metra lana	[kg]
N_2	Výstupný krútiaci moment prevodového motoru	[Nm]
m_c	Celková hmotnosť ťahanej nádoby	[kg]
$m_{\check{c}}$	Hmotnosť prepravovaného materiálu (črepín)	[kg]
m_l	Hmotnosť ťažného lana	[kg]
M_{Omax}	Maximálny ohybový moment	[N.m]
M_p	Moment k prednému kolesu	[Nm]
m_v	Hmotnosť skipovej nádoby	[kg]
n	exponent rovnice trvanlivosti	[-]
n_2	Výstupné otáčky prevodového motoru	[min ⁻¹]
n_b	Otáčky bubnu	[min ⁻¹]

n_N	Otáčky motoru	$[\text{min}^{-1}]$
N_p	Normálová sila na prednom kolese	$[\text{N}]$
N_z	Normálová sila na zadnom kolese	$[\text{N}]$
O_b	Obvod bubnu	$[\text{mm}]$
P	Ekvivalentne statické zaťaženie	$[\text{N}]$
p_1	Tlak na boku drážky	$[\text{MPa}]$
p_2	Tlak na boku pera	$[\text{MPa}]$
P_b	Výkon bubnu	$[\text{W}]$
P_{br}	Reálny výkon na bubne	$[\text{W}]$
P_M	Reálny príkon motoru	$[\text{W}]$
P_N	Príkon motoru	$[\text{W}]$
P_p	Výkon prevodovky	$[\text{W}]$
P_{pr}	Reálny výkon na výstupe prevodovky	$[\text{W}]$
Q	Dopravovaný výkon	$[\text{t/h}]$
R	Polomer zaoblenia pera	$[\text{mm}]$
R_A	Reakcia v podpore A	$[\text{N}]$
R_b	Polomer bubnu	$[\text{mm}]$
R_B	Reakcia v podpore B	$[\text{N}]$
$Re_{11\ 523}$	Mez klzu	$[\text{MPa}]$
$Re_{8.8}$	Mez klzu	$[\text{MPa}]$
S_1	Okamžitá ťažná sila	$[\text{N}]$
S_2	Ťažná sila	$[\text{N}]$
S_l	Menovitý nosný prierez lana	$[\text{mm}^2]$
S_N	Obsah bočnej steny nádoby	$[\text{m}^2]$
t	výška drážky na hriadeli	$[\text{mm}]$
T	Ťažisko skipovej nádoby	$[\text{mm}]$
t_1	výška drážky v náboji	$[\text{mm}]$
T_1	Dĺžka náboja	$[\text{mm}]$
T_2	Šírka kola	$[\text{mm}]$
t_c	Celkový doba pracovného cyklu	$[\text{s}]$
t_{z1}	Čas za, ktorý je materiál nasýpaný do nádoby	$[\text{s}]$
t_{z2}	Čas za, ktorý je materiál vysýpaný z nádoby	$[\text{s}]$

v_b	Zvolená obvodová rýchlosť bubnu	[m/s]
V_D	Dovolený priehyb hriadele	[mm]
V_{max}	Maximálny priehyb hriadele	[mm]
V_P	Valivá sila na prednom kolese	[N]
v_{PL}	Priemerná dopravná rýchlosť plnej nádoby	[m/s]
v_{PR}	Priemerná dopravná rýchlosť prázdnej nádoby	[m/s]
V_{UV}	Užitočný objem skipovej nádoby	[m ³]
V_V	Objem skipovej nádoby	[m ³]
V_Z	Valivá sila na zadnom kolese	[N]
w	Redukovaný súčiniteľ trenia	[-]
α	Sklon trate	[°]
α_σ	Vrubový súčiniteľ pre ohyb	[-]
α_τ	Vrubový súčiniteľ pre krut	[-]
η_{pr}	Účinnosť prevodového motoru	[-]
μ_ζ	Súčiniteľ čapového trenia	[-]
ξ	Rameno valivého odporu	[mm]
π	Ludolfovo číslo	[-]
$\rho_{sč}$	Merná sypná hmotnosť prepravovaného materiálu (črepín)	[kg/m ³]
σ_{01}	Ohybové napätie v kritickom mieste 1	[MPa]
σ_d	Menovitá pevnosť drôtu	[mm ²]
σ_{red1}	Redukované napätie v mieste 1	[MPa]
σ_T	Ťahové napätie	[MPa]
$\sigma_{Tš}$	Ťahové napätie v skrutke	[MPa]
τ_{k1}	Smykové napätie v kritickom mieste 1	[MPa]
ω_b	Uhlová rýchlosť bubnu	[Rad ⁻¹]

Úvod

V tejto diplomovej práci sa zaoberám návrhom a výpočtom závažecího skipového zařízení zásobníku. Jedná sa o zariadenie na prepravu črepín, ktoré bude umiestnené v pivovare. Objem prepravovanej nádoby je $0,75\text{m}^3$ a zdvih $2,5\text{m}$. Dokonalé vyprázdenie skipového zariadenia bude zabezpečené pomocou vibračného mechanizmu. Cieľom diplomovej práce je navrhnúť bezpečné závažecí skipové zařízení , ktoré bude konkurencie schopné a bude spĺňať parametre zadania diplomovej práce.

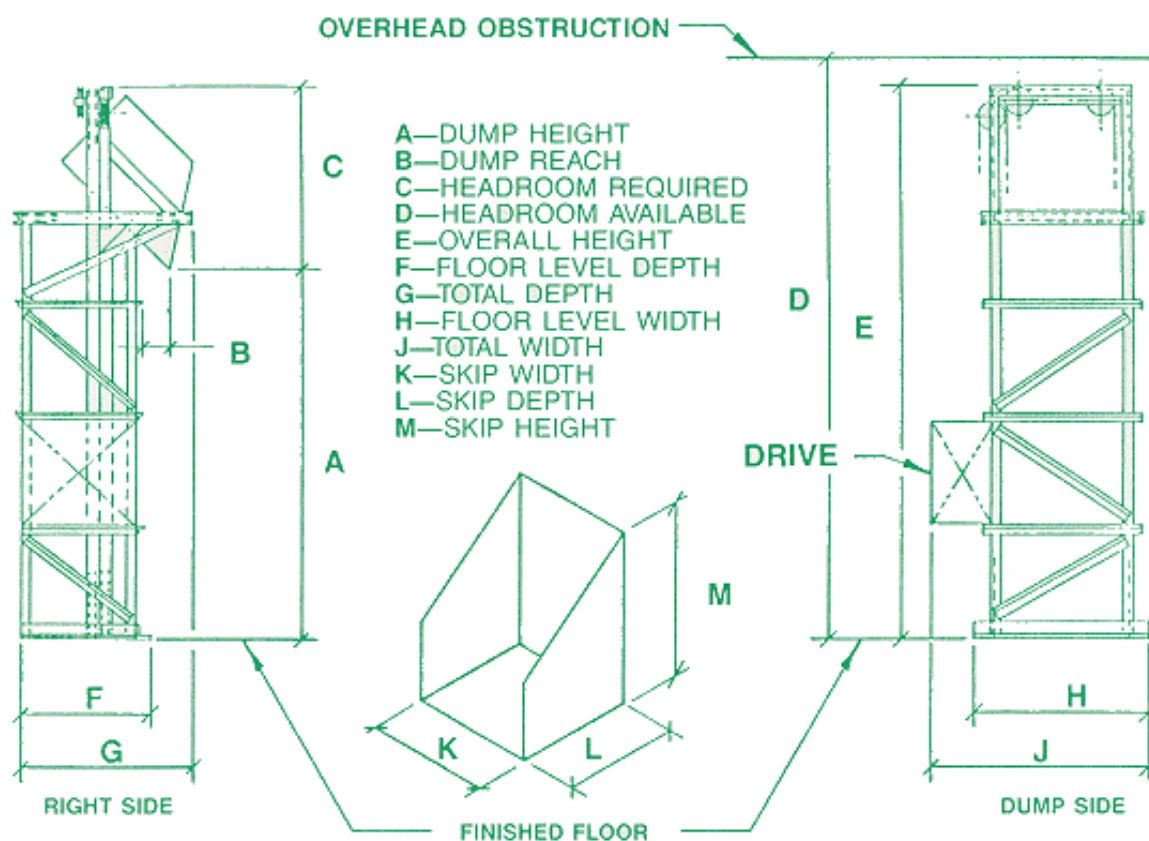
1. Skipové výťahy

V tejto kapitole sa budem zaoberať funkčnou stránkou skipových výťahov ich skladbou a použitím.

1.1 Princíp a použitie

Výsypníkový, čiže skipový výťah má namiesto plošiny alebo kletky špeciálnu nádobu - skip s vodiacimi kladkami pohybujúcimi sa po vodidlách medzi dvoma stálymi miestami.

Skipové výťahy sú buď šikmé alebo zvislé, s jednou alebo dvoma striedavo jazdiacimi nádobami. Dopravná výška je obmedzená pevnosťou lana a dosahuje niekoľko desiatok metrov.



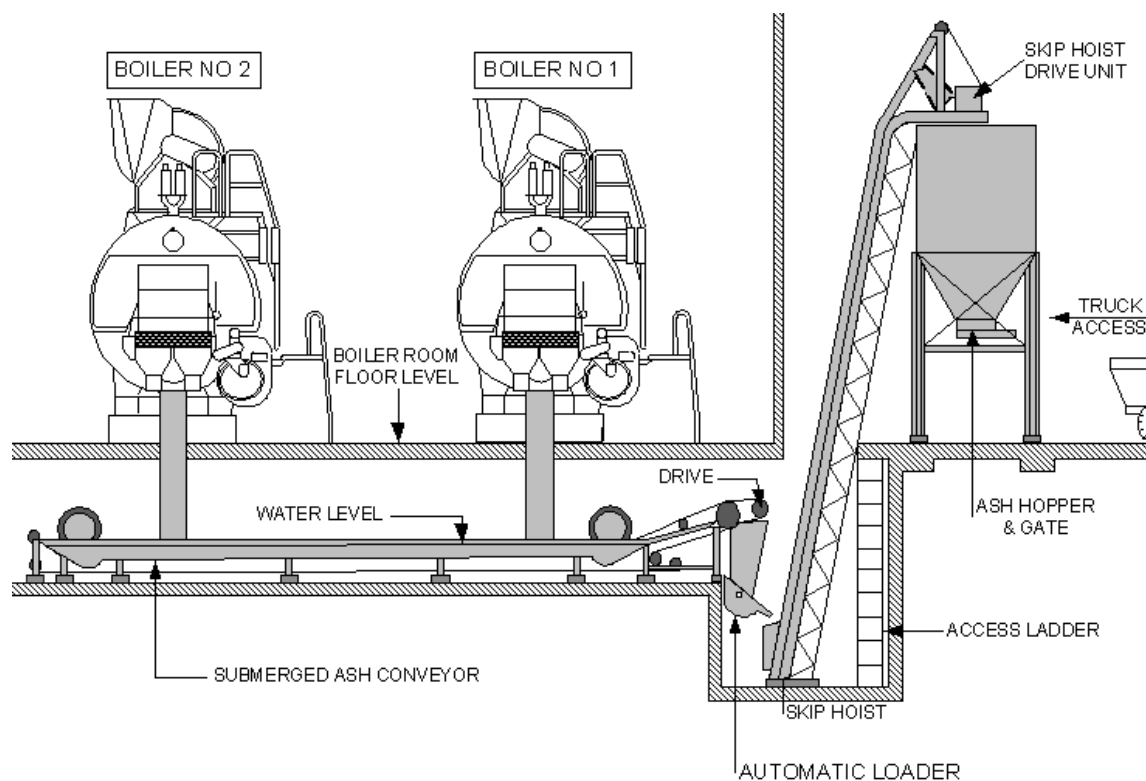
Obr. 1 Schéma skipového výťahu. **Overhead obstruction** - horné hrazenie, **right side** - pravá strana, **dump side** - predná strana, **drive** - pohon, **finished floor** - podlaha. **A** výška skládky, **B** dosah skládka, **C** požadovaná svetlá výška, **D** dosažitelná svetlá výška, **E** pracovná výška, **F** úroveň podlahy hĺbka, **G** celková hĺbka, **H** šírka dna úroveň, **J** celková šírka, **K** šírka skipu, **L** hĺbka skipu, **M** výška skipu.

Skipové dopravníky majú širokú škálu použitia. Používajú sa na strmú dopravu takmer pre všetky sypké materiály. Slúžia najmä tam, kde nemožno použiť niektorý kontinuálne pracujúci spôsob dopravy, ktorý by za iných okolností bol výkonnejší a efektívnejší, napr. pri zavážaní vysokých šachtových pecí alebo plnení vysokých zásobníkov.

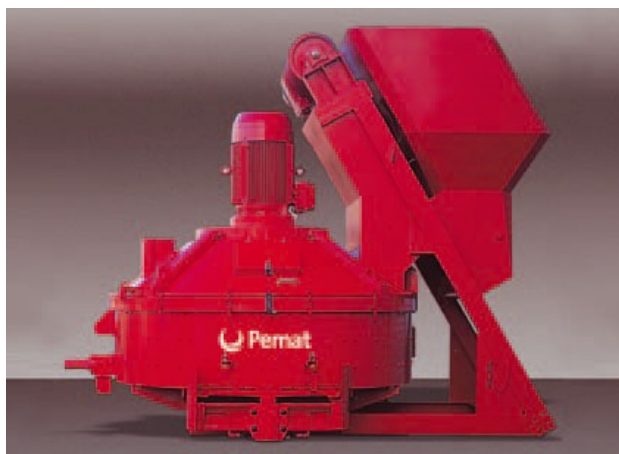
V dvadsiatych rokoch 19. storočia, boli v Birminghame skipové výtahy využívané na zavážanie vysokých pecí železnou rudou a koksom. Pohon skipového vozíku bol zabezpečený pomocou parného stroja. Kapacita vozíka bola 2300kg [8].



Obr. 2 Národný park The Sloss Furnaces National Historic Landmark v Birminghame [8]



Obr. 2 Príklad použitia skipového výtahu v energetickom priemysle. Prepravovaným materiálom je popielek [9]



Obr. 3 Použitie skipvého výťahu v kombinácii s mixerom od firmy Pemat [10].

1.2 Typy skipových výťahov

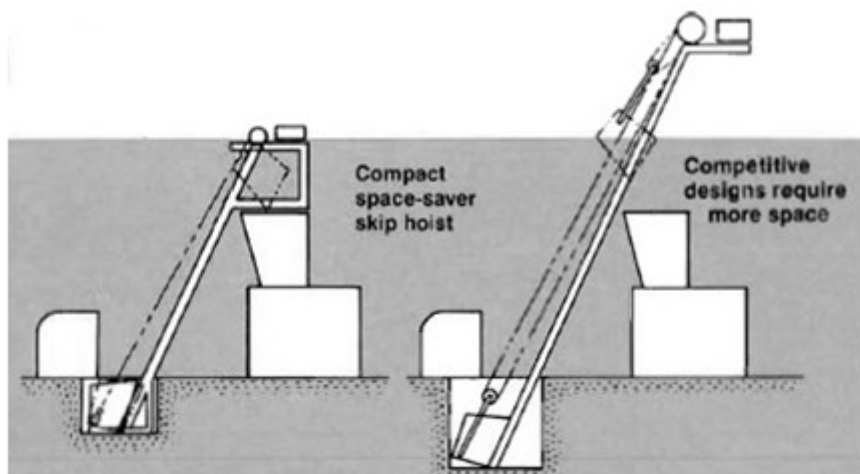
a) gilotína

Na obr.4 je zobrazený skipový výťah od firmy Tinsley company. Ihlanovitý tvar nádoby zabezpečuje jednoduché vyprázdňovanie. Vypúšťacia brána, ktorá je umiestnená v spodnej časti nádoby sa v momente, keď vozík príde do vrchnej polohy otvorí. Objem nádoby je od $0,2\text{m}^3$ do $2,9\text{m}^3$ a rýchlosť vozíku je $0,3\text{ m/s}$. Pohonnú stanicu tvorí 3-fázový elektromotor, bubon a hnacia hriadeľ [11].



Obr. 4 Skipový výťah od firmy Tinsley company [11]

Táto firma ponúka sklon trate pod ľubovoľným uhlom, vrátane pravého. Na obr.5 sú znázornené rôzne spôsoby uchytienia lana s nádobou.



Obr. 5 Priestorovo šetrný výťah vs priestorovo náročnejší [11]

b) výklopný

Vďaka vhodne vytvarovanému rámu dochádza vplyvom navíjania lana na bubon k otáčaniu nádoby v určitej časti dopravného úseku. Sklon trate je 65° a vyrába sa v ľubovoľných výškach, obr.6.



Obr. 6 Skipový výťah od firmy Mixer Systems, Inc. [12]

Tento výťah je určený na prepravu rôznych druhov materiálu, betón, kovový šrot, obilie a pod. Objem nádoby sa pohybuje v rozmedzí od $0,1\text{m}^3$ až 3m^3 . Hnaciú jednotku tvorí 3-fázový prevodový elektromotor, dva bubny a ložiska. Výkon motoru závisí na zvolenej veľkosti nádoby a rýchlosti. Výťah sa vyrába s rýchlosťou od $0,01\text{m/s}$ až $0,17\text{m/s}$ o výkone 1kW až $7,5\text{kW}$ [12].

Skipové výťahy sa môžu odlišovať aj umiestnením hnacej stanice. Na obr.7 je zobrazený výsypník, ktorý má hnaciu stanicu umiestnenú v dolnej časti konštrukcie.



Obr. 7 Skipový výťah od firmy ESSEX –RISE[13].

c) bezprašný

Na obr.8 je zobrazený špeciálny typ výsypníku. Používa sa na prepravu prašných materiálov v prostredí kde je nutné zamedziť úniku materiálu z nádoby. Toto je zabezpečené vďaka plne automatizovanému násypu a výsypu. Sklon trate je v štandardnom prevedení 90° ale vyrába sa aj v sklonoch od 30° do 90° . Hnaciú jednotku tvoria dva prevodové elektromotory a dva bubny. Použité sú nádoby o objemoch od $0,25\text{m}^3$ do $9,6\text{m}^3$. Motory majú výkon 4 do 36kW . Rýchlosť nádoby je od $0,4\text{ m/s}$ pre zdvih a $0,8\text{ m/s}$ pre klesanie [10].



Obr. 8 Výsypník PAKS Roll Over od firmy PEMAT[10]

d) Skrutkový výťah

1.3 Hlavné časti skipového dopravníku

V tejto kapitole budú opísané hlavne časti skipového výťahu.

1.3.1 Hnacia stanica

a) prevodové motory

Šnekové prevodové motory- jedná sa o motory s vysokou účinnosťou, rozsah výkonov 0,12 až 15kW. Majú tichý chod. Vhodné pre manipuláciu s materiálom a v potravinárskom priemysle.



Obr. 9 Motor so šnekovou prevodovkou od firmy Lenze [14]

Kuželové prevodové motory- cenovo dostupne s vysokou účinnosťou. Rozsah výkonov od 0,06 do 7,5kW. Prevodový pomer od 3 do 76. Vhodné pre manipuláciu s materiálom a pre plastový priemysel.



Obr. 10 Motor kuželovou prevodovkou [14]

Čelné prevodové motory- pre výkony od 0,06 až 45kW, prevodový pomere 0,06 až 435. Vysoká účinnosť. Vhodné pre manipuláciu s materiálom, dopravu a ako pohony čerpadiel a ventilátorov.



Obr. 11 Motor s čelnou prevodovkou [14]

Kužeľočelné prevodové motory- výkonový rozsah 0,12 až 45kW. Prevodový pomer od 5 do 1510. Vysoká účinnosť. Vhodné pre manipuláciu s materiálom a dopravu.



Obr. 12 Motor s kužeľočelnou prevodovkou [14]

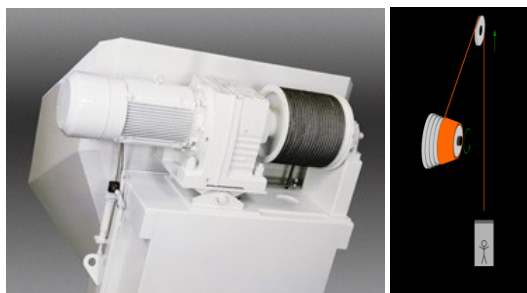
b) brzdy

Firma Lenze ponuka motory, ktoré sú vybavené pružinovou brzdou. Brzda sa aktivuje keď sa vypne napájanie motora. Sú vyrábané v rôznych veľkostiach v závislosti na type použitého motora. Pri brzdení môžu byť použité čeľuťové, kotúčové alebo pásové. Kotúčové, majú v porovnaní s ostatnými typmi brzd lepšiu odvod tepla, menšie rozmery,

dlhšiu životnosť obloženia, kratšiu reakčnú dobu brzdenia a kompaktnejšiu konštrukciu. Pre svoje výhodné vlastnosti sa kotúčové brzdy často používajú u novších manipulačných zariadení (žeriavov, pásový dopravníkov, pohyblivých schodov a pod.).

c) bubon

Hlavnou požiadavkou na bubon je aby spoľahlivo navíjal ťažný prvok. Bubny sa robia drážkované alebo hladké. Taktiež môžu mať kužeľový tvar. Výhodou je, že takýto bubon má rôzne obvodové rýchlosti, ktoré závisia na priemere po akom sa lano navíja alebo odvíja.



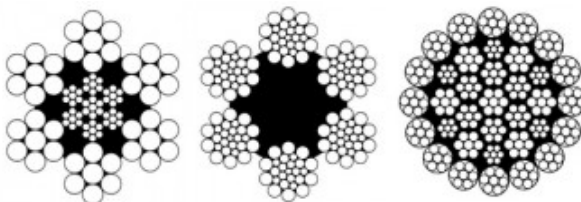
Obr.13 V ľavej časti obrázku je zobrazená hnacia jednotka od firmy Pemat. V pravej časti je kužeľový bubon [10] a [15]

1.3.2 Nosná konštrukcia

Nosná konštrukcia býva väčšinou buď z pevných dielov vytvorených z profilovej ocele, prípadne z trubiek. U stabilných dopravníkov na hlavných dopravných trasách býva konštrukcia uchytená v betónových pätkách.

1.3.3 Nosne prvky a ich usporiadanie

Ťažným prvkom sú oceľové lano. Ich výhodou je cenová dostupnosť, tichý chod a spoľahlivosť. Pri výbere lana je potrebné dbať na to v akom prostredí sa bude nachádzať (vlhkosť, výbušnosť, extrémne podmienky).



Obr. 7 Zľava, oceľové lano s oceľovou dušou, oceľové lano s textilnou dušou a nekrútivé lano [16]

1.3.4 Vibračné zariadenie

V tejto kapitole uvediem najpoužívannejšie typy vibračných zariadení.

a) elektrické vibračné zariadenia

Ide o elektromechanické nevyvážené budiče. Vibrácia je dosiahnutá pomocou prestaviteľných nevyvážených kotúčov, ktoré sú umiestnené na konci hriadele. Používajú sa na zhutnenie materiálu, čistenie nádob, pri zabránení tvorby klenby v silách, k praniu, miešaniu a pri vibračných sitách atd. Menšie vibrátory sa používajú pre oklep násypok [18].



Obr. 8 Vibrátor s elektromotorom do firmy Vibros [18]

a) pneumatické vibračné zariadenia

- guľôčkový- budičom kmitu je oceľová guľôčka, ktorú poháňa vysokou rýchlosťou stlačený vzduch vo vytvrdenej obežnej dráhe.



Obr. 16 Pneumaticky, guľôčkový vibrátor od firmy Webac [21]

- turbínový- stlačený vzduch poháňa turbínové kolo do ktorého sú vsadené nevyvážené hmoty . Turbínový vibrátor patrí k najtichším pneumatickým vibrátorom.



Obr. 9 Turbínový[21]

- piestový- piest vyvíja usmernené kmitanie pomocou vodiaceho systému. Piest pri tom kľže na vzduchovom vankúši a pracuje proti dvom vzduchovým vankúšom.



Obr. 10 Piestový [21]

1.3.5 Napájanie vibračného zariadenia

V tejto kapitole rozoberie rôzne spôsoby napájania vibračného zariadenia.

a) energetické reťaze

Energetickú reťaz je možné použiť pre prenos energie či dát i pri vysokých pojazdových rýchlostiach. S reťazami je možné realizovať horizontálne, vertikálne i rotačné pohyby. Dĺžka pojazdovej trate až 200m.



Obr. 19 Energetický reťaz, typ Viper od firmy Iteco [23]

b) samonavíjacie bubny

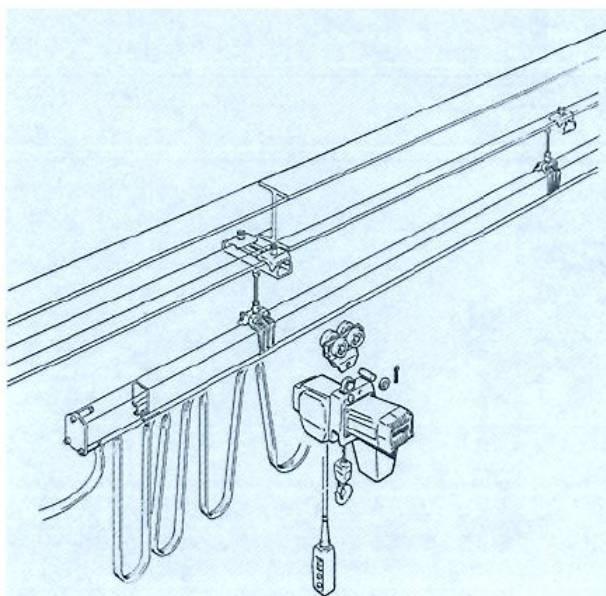
Vďaka pružine je zabezpečené samonavíjanie. Nevýhodou tejto varianty je nízka životnosť.



Obr. 20 Samonavíjací bubon od firmy Darner [24]

c) podvesný systém

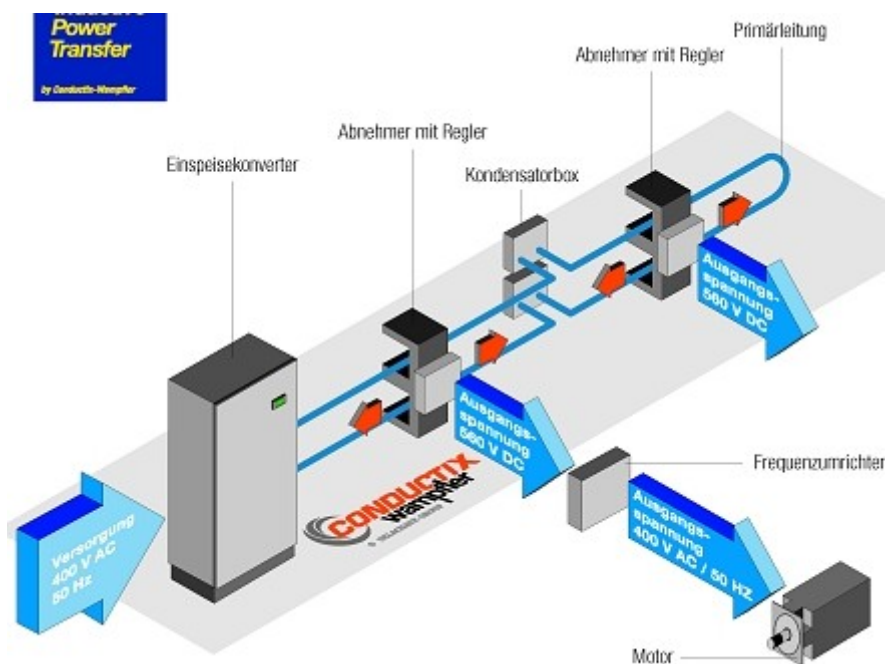
Ďalšou možnosťou je napájanie pomocou podveseného systému.



Obr. 21 Napájanie pomocou posúvajúceho lana [23]

d) indukčné napájanie

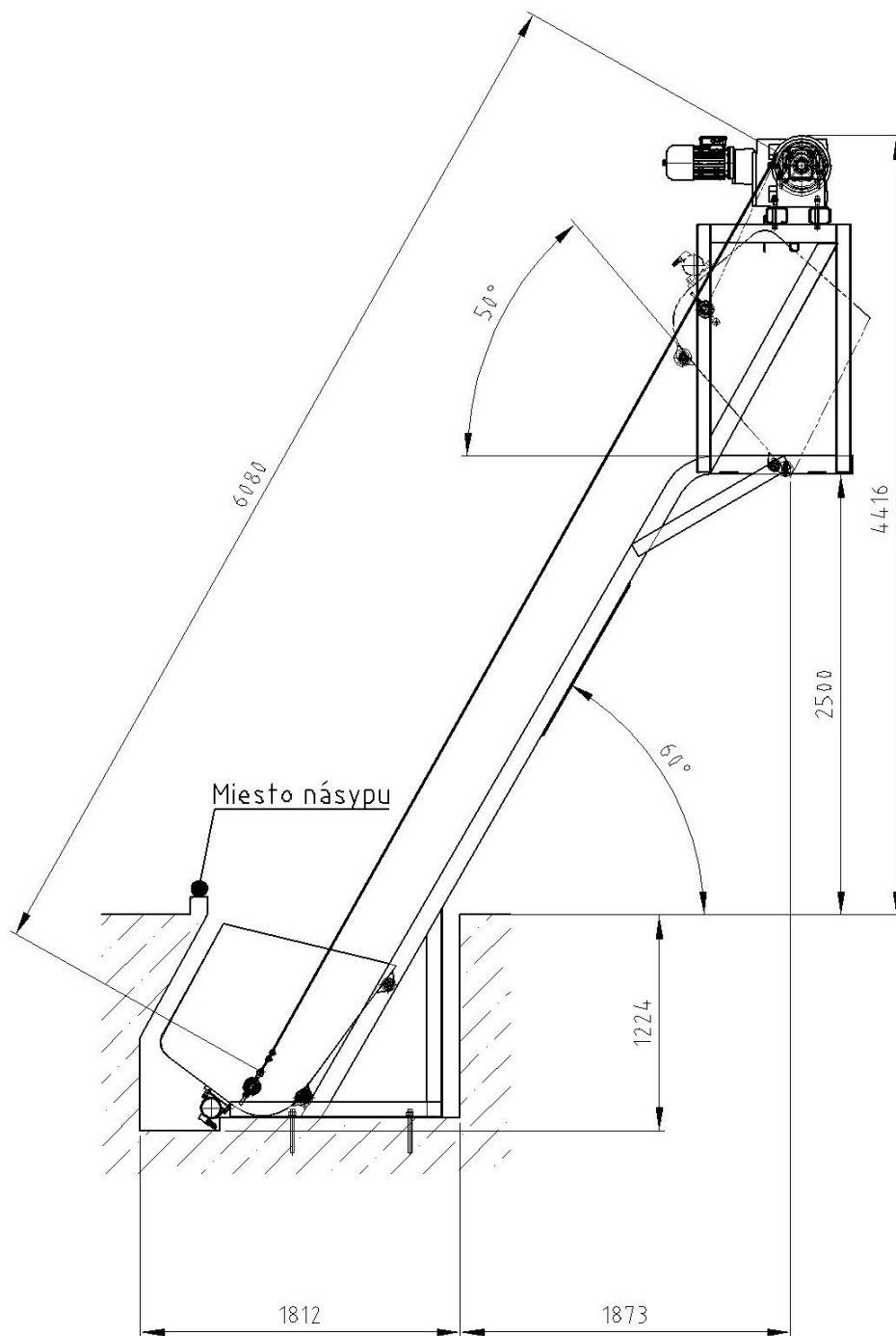
Jedná sa o bezdotykový napájací systém. Systém umožňuje realizovať bezpečnostné zóny tak, aby k prenosu elektrickej energie dochádza len vtedy keď sa pohyblivý úsek nachádza v danej polohe.



Obr. 11 Schéma indukčné napájanie IPT® Rail od firmy Conductix [22]

2. Výpočet základných parametrov skipového výťahu

V tejto kapitole sa budem zaoberať výpočtom a návrhom základných parametrov skipového dopravníku. Na obr. 23 je znázornený skipový výťah.



Obr. 12 Násyp materiálu bude realizovaný z prednej strany

2.1 Výpočet hmotnosti

Pre návrh poháňacej stanice je dôležité stanoviť celkovú hmotnosť ťahanej nádoby m_c . Vypočítal som ju ako sumu hmotnosti prepravovaného materiálu m_ξ , skipovej nádoby m_V a ťažného lana m_l , platí:

$$m_c = m_\xi + m_V + m_l \quad (2.1)$$

$$m_c = 1207 + 136 + 2,6$$

$$m_c = 1345,6 \text{ kg}$$

Prepravovaným materiálom sú sklenené črepiny o sypnej hmotnosti $\rho_{s\check{c}} = 1600 \text{ kg/m}^3$ [26]. Zo zadania plynie, že užitočný objem skipovej nádoby musí byť $V_{UV} = 0,75 \text{ m}^3$. Nádobu je navrhnutá tak aby jej objem bol väčší ako užitočný.

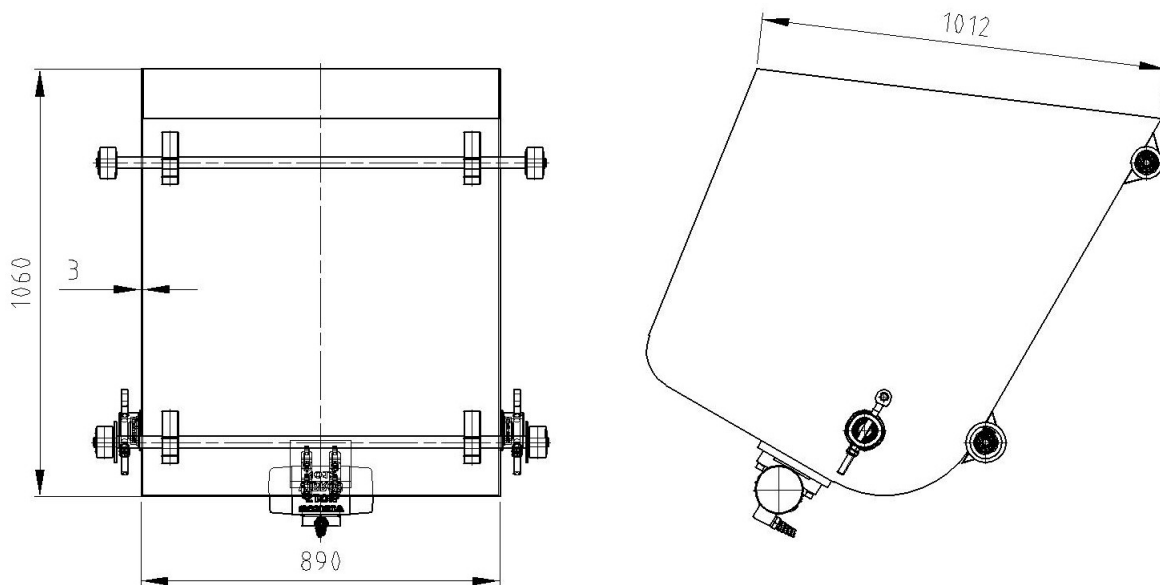
Výpočet objemu navrhnutej nádoby:

$$V_N = S_N \cdot B_N \quad (2.2)$$

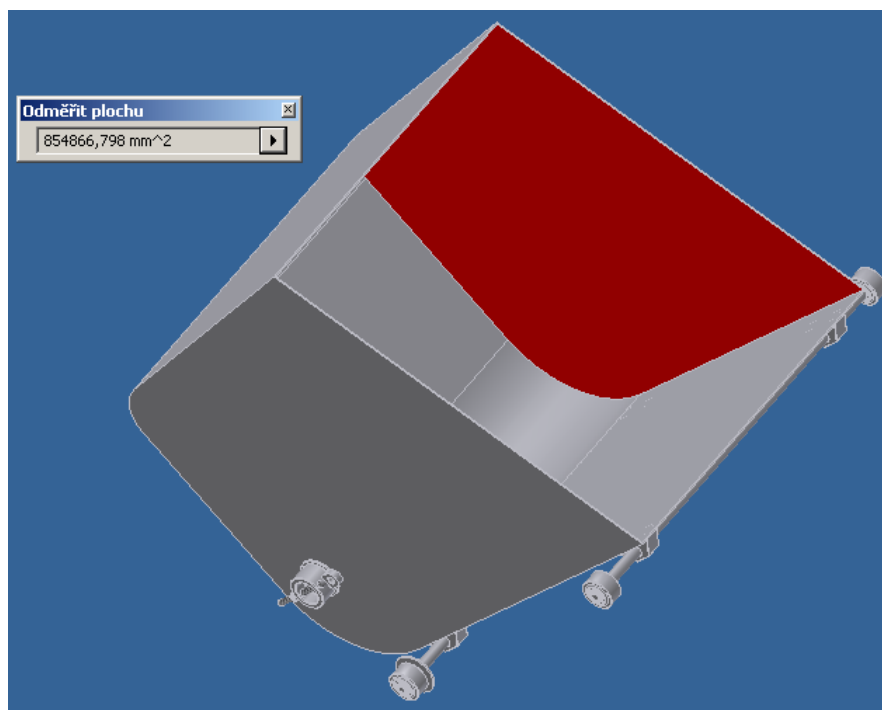
$$V_N = 0,854 \cdot 0,884$$

$$V_N = 0,754 \text{ m}^3$$

Obsah bočnej steny nádoby S_N som odvodil pomocou programu Autodesk Inventor, obr.25. B_N je šírka nádoby. Na obr.24 sú znázornené rozmery nádoby. Hmotnosť nádoby som stanovil pomocou programu Autodesk Inventor, $m_V = 136 \text{ kg}$.



Obr. 24 Skipová nádoba



Obr. 25 Skipová nádoba 3D pohľad

Z takto získaných parametrov som vypočítal hmotnosť prepravovaných črepín.

$$m_{\check{c}} = \rho_{s\check{c}} \cdot V_N \quad (2.3)$$

$$m_{\check{c}} = 1600 \cdot 0,754$$

$$m_{\check{c}} = 1207kg$$

Zvolene lano ma priemer $d_l = 8mm$ a potrebná dĺžka lana je $l_l = 6080mm$, obr.23.

Vzhľadom na to že som sa rozhodol použiť dve laná bude výsledná hmotnosť m_l rovná:

$$m_l = 2 \cdot m_{1m} \cdot l_l \quad (2.4)$$

$$m_l = 2 \cdot 0,21 \cdot 6,080$$

$$m_l = 2,6kg$$

Kde m_{1m} je hmotnosť jedného metra lana, viz kapitola 2.3.

2.2 Stanovenie dopravného výkonu

Dopravovaný výkon pre prerušovanú dopravu vypočítame ako súčin dopravovaného množstva materiálu $m_{\check{c}}$ a frekvencie s akou je materiál dopravovaný f [2]. Ide o maximálny dopravovaný výkon aký môže skypový výtah dosiahnuť. Vzhľadom na to, že

zariadenie bude umiestnené v pivovare, kde nevzniká dostatočne množstvo prepravovaného materiálu (črepín) aby mohlo zariadenie pracovať pravidelné, bude skutočný dopravovaný výkon závisieť na počte cyklov, ktoré vykoná.

$$Q = f \cdot m_{\xi} = \frac{3,6}{t_c \cdot k_n} \cdot m_{\xi} \cdot k_{\varphi} \quad (2.5)$$

$$Q = \frac{3,6}{74,2 \cdot 1,1} \cdot 1207 \cdot 1$$

$$Q = 53,2 t/h$$

Kde t_c je celková doba pracovného cyklu. Súčiniteľ nerovnomernosti k_n ma hodnotu 1,1 u dopravy pomocou skipového výťahu. Vzhľadom k tomu, že sa jedna o skipový výťah bude súčiniteľ plnenie dopravného zariadenia $k_{\varphi} = 1$.

Pre jednočinnú dopravu platí:

$$t_c = t_{z1} + \frac{l_l}{v_{PL}} + t_{z2} + \frac{l_l}{v_{PR}} \quad (2.6)$$

$$t_c = 30 + \frac{6,080}{0,31} + 5 + \frac{6,080}{0,31}$$

$$t_c = 74,2 s$$

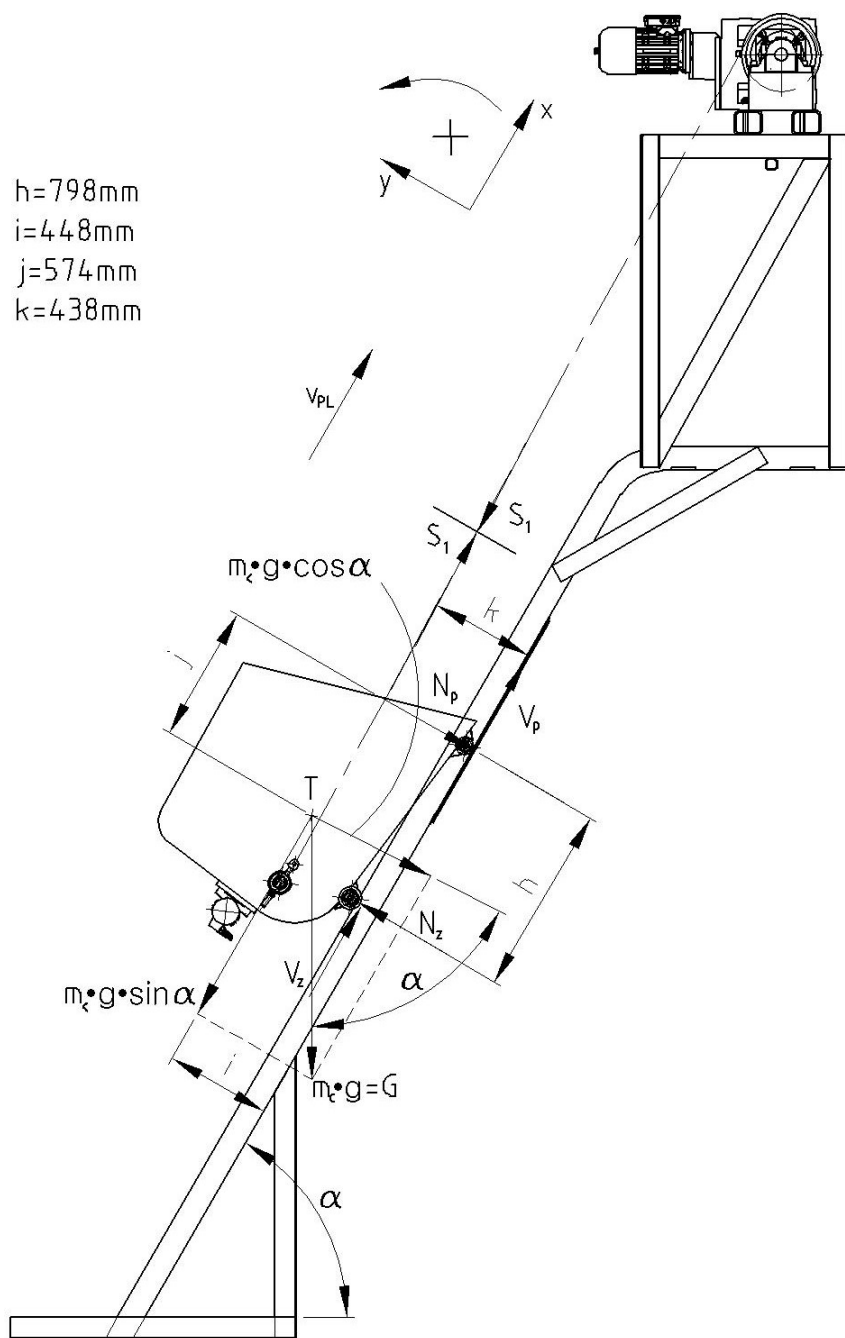
Kde t_{z1} je doba za ktorú bude materiál nasypaný do nádoby, l_l je celková dráha po ktorej bude materiál prepravovaný, v_{PL} priemerná dopravná rýchlosť plnej nádoby, t_{z2} čas za ktorý je materiál vysypaný z nádoby a v_{PR} je priemerná dopravná rýchlosť prázdnej nádoby.

Násyp materiálu bude prebiehať pomocou točiek, odhadujem tento čas na 30s. Výsyp materiálu v konečnej stanici odhadujem na 5s.

2.3 Výpočet ťažnej sily

Na nádobu pôsobí tiaž G . Keď sa nádoba začne pohybovať rýchlosťou v_{PL} , začnú na ňu pôsobiť pasívne odpory. Odpor valivého a čapového trenia. Ďalej pohybové odpory, sú

dané súčinom kosínusovej zložky tiaže a merného pohybového odporu a odporom proti prekonaniu zdvihovej výšky, ktorý je odvodený od sínusovej zložky tiaže.



Obr. 26 Rozbor síl

Rovnica, ktorá opisuje pohyb skipového vozíka po dráhe má tvar:

$$\sum F_x = m_c \cdot a \quad (2.7)$$

$$-m_c \cdot g \cdot \sin \alpha + S_1 + V_p + V_z = m_c \cdot a$$

Keďže chceme aby pohyb skipového vozíku bol rovnomerne priamočiary, bude platiť:

$$a = \frac{dv}{dt} = 0 \quad (2.8)$$

Dostaneme:

$$-m_c \cdot g \cdot \sin\alpha + S_1 + V_P + V_Z = 0$$

Momentová rovnica k prednému kolesu má tvar:

$$\sum M_P = 0 \quad (2.9)$$

$$m_c \cdot g \cdot \cos\alpha \cdot j - N_Z \cdot h + m_c \cdot g \cdot \sin\alpha \cdot i - S_1 \cdot k = 0$$

Suma síl, ktoré pôsobia na teleso v ose y.

$$\sum F_y = 0 \quad (2.10)$$

$$-N_P + N_Z - m_c \cdot g \cdot \cos\alpha = 0$$

Valivý trenie:

$$V_P = N_P \cdot w \quad (2.11)$$

$$V_Z = N_Z \cdot w \quad (2.12)$$

Určenie redukovaného súčiniteľa trenia pre valivé trenie w:

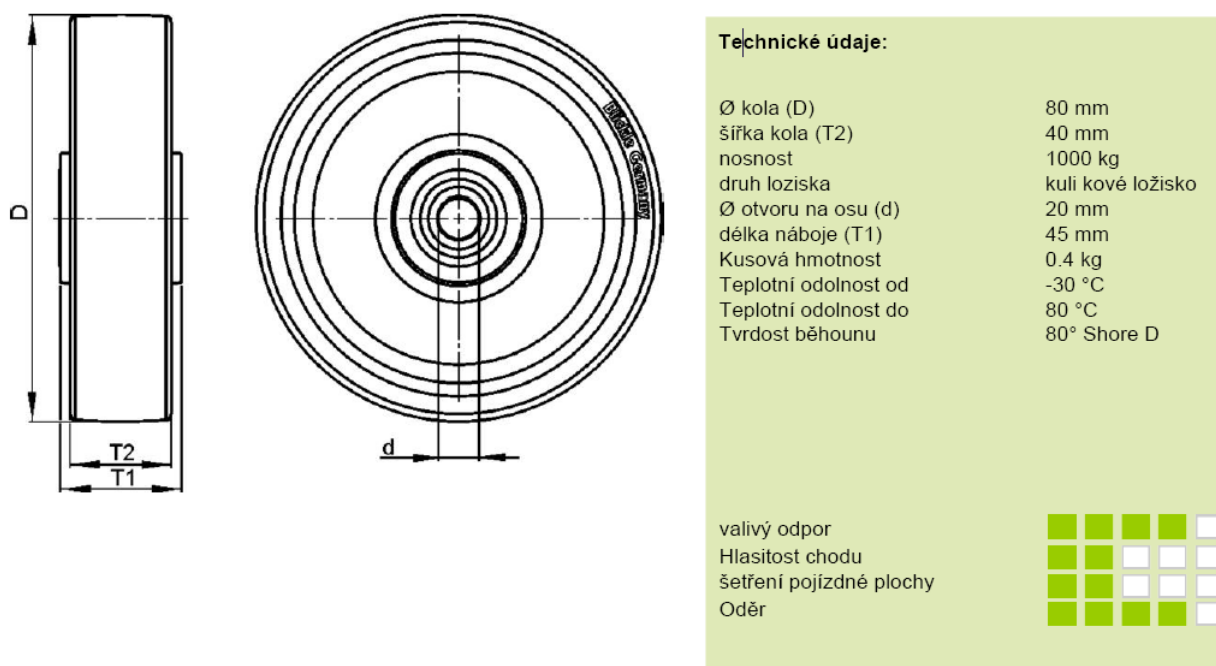
Aby som mohol určiť merný pohybový odpor musím poznať rozmery kolesa. Kolesa budú zaťažené maximálnou silou pri násype alebo výsype materiálu. Táto sila sa rozloží na prednú alebo zadnú nápravu, záleží v akej fáze sa bude výťah nachádzať. Preto platí, že jedno koleso by malo uniesť polovicu celkovej hmotnosti prepravovanej nádoby m_c .

$$m_{1k} = \frac{m_c}{2} \quad (2.13)$$

$$m_{1k} = \frac{1345,6}{2}$$

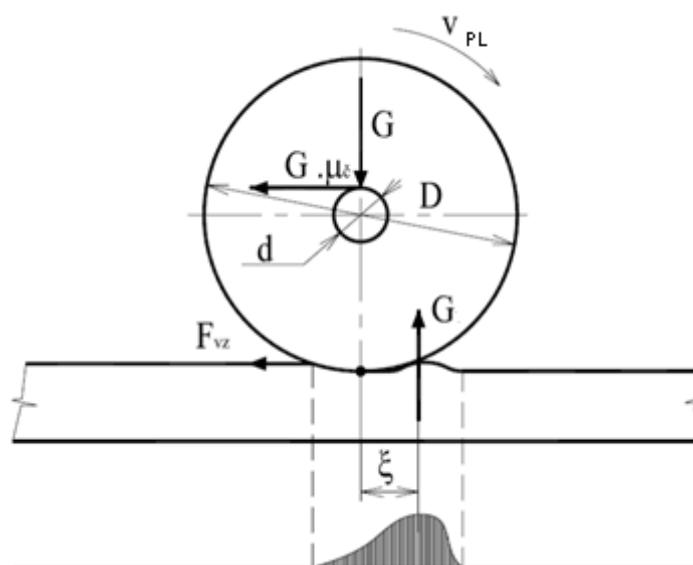
$$m_{1k} = 672,8kg$$

Volím koleso z húževnatého, vysoko hustého liateho polyamidu s guľôčkovými ložiskami s nosnosťou 1000kg od firmy Blickle. Na obr.27 sú zobrazené technické parametre kolesa.



Obr. 27 Technické údaje kolesa [17]

Zo získaných rozmerov kolesa môže vypočítať súčiniteľ pohybového odporu.



Obr. 13 Rozbor síl, ktoré pôsobia na koleso [6]

Z obr.28, som určil momentovú rovnicu pre stred kolesa.

$$\sum M_{str} = 0 \quad (2.14)$$

$$F_{VZ} \cdot \frac{D}{2} - G \cdot \xi - G \cdot \mu_{\xi} \cdot \frac{d}{2} = 0$$

$$F_{VZ} = G \cdot \left(\frac{2 \cdot \xi + \mu_{\xi} \cdot d}{D} \right)$$

Rovnica na výpočet redukované súčiniteľa trenia má tvar:

$$w = \frac{2 \cdot \xi + \mu_{\xi} \cdot d}{D} \quad (2.15)$$

po dosadení dostaneme výslednú hodnotu redukované súčiniteľa trenia.

$$w = \frac{2 \cdot 0,002 \cdot 10^{-3} + 0,02 \cdot 20}{80}$$

$$w = 5 \cdot 10^{-3}$$

Kde D je vonkajší priemer kolesa a d je vnútorný priemer kolesa. F_{VZ} je vozidlový odpor, G je tiaž skipového vozíku, μ_{ξ} je súčiniteľ čapového trenia [3] a ξ rameno valivého odporu. Koleso je vyhotovené z polyamidu a odvaľovať sa bude po oceli. Pre tieto dva materiály má rameno valivého odporu veľkosť $0,002m$ [25].

Jednoduchou úpravou a dosadením do rovníc dostaneme:

$$N_Z = m_c \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \frac{j}{h} + m_c \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \frac{i}{h} + m_c \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \frac{k \cdot w}{h} - m_c \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \frac{k}{h}$$

$$N_Z = 1345,6 \cdot 9,81 \cdot \cos(60^\circ) \cdot \frac{574}{798} + 1345,6 \cdot 9,81 \cdot \sin(60^\circ) \cdot \frac{448}{798} + 1345,6 \cdot 9,81 \cdot \cos(60^\circ) \cdot \frac{438 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{798} - 1345,6 \cdot 9,81 \cdot \sin(60^\circ) \cdot \frac{438}{798}$$

$$N_Z = 17468N$$

$$V_Z = 88N$$

$$N_P = 10868N$$

$$V_P = 55N$$

Okamžitá ťažná sila:

$$S_1 = 11465N$$

Normálová sila N_p vyšla kladná, znamená to, že predné kolesá sa v skutočnosti počas pohybu skipového, vozíku opierajú o vrchnú hranu skipovej dráhy.

2.4 Návrh a výpočet ťažného prvku

Nádobu budú ťahať dve laná, ťažná sila S_1 sa rozdelí na polovicu.

$$S_2 = \frac{S_1}{2} \quad (2.16)$$

$$S_2 = \frac{11465}{2}$$

$$S_2 = 5736N$$

Ako nosný prvok volím oceľové lano. Hlavnou výhodou je tichý chod, pomerne jednoduchá montáž, cenová a objednávková dostupnosť.

Bezpečnosť pre ťažné lano je v rozmedzí 6 až 9[1], volím $k_l = 6$.

Oceľové lano musí byť schopné preniesť šesť násobok ťažnej sily S_2 .

$$F_{Dl} = S_2 \cdot k_l \quad (2.17)$$

$$F_{Dl} = 5736 \cdot 6$$

$$F_{Dl} = 34416N$$

Platí podmienka:

$$F_{Dv} \geq F_{Dl} \quad (2.18)$$

Kde F_{Dv} únosnosť zvoleného lana a F_{Dl} je vypočítaná únosnosť sila v lane. Volím oceľové lano šesť pramenné, 114 drôtov s maximálnou dovolenou ťažnou silou 39,16kN.

$$F_{Dv} > F_{Dl}$$

$$39160 > 34416$$

Lano vyhovuje.

Parametre lana:

menovitý priemer lana $d_l = 8mm$

menovitý priemer drátu $d_d = 0,5mm$

menovitý nosný prierez lana $S_l = 22,38mm^2$

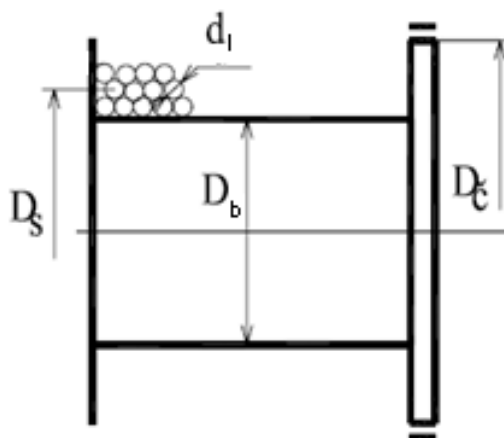
menovitá hmotnosť 1m lana $m_l = 0,21kg$

menovitá únosnosť lana $F_{Dv} = 39,61kN$

menovitá pevnosť drôtu $\sigma_d = 1770MPa$

2.5 Návrh rozmeru bubnu

Návrh rozmeru bubnu je odvodený z empirických vzťahov. Vychádza z priemeru lana d_l a jeho dĺžky l_l .



Obr. 29 Bubon [6]

Minimálny priemer bubnu podľa [6]:

$$D_b \geq 15 \cdot d_l \quad (2.19)$$

$$D_b \geq 15 \cdot 8$$

$$D_b \geq 120$$

Volím $D_b = 305mm$, $D_s = 313mm$, $D_c = 335mm$.

Lano bude uložené na bubne v jednej vrstve. Pretože sa jedna o dopravu materiálu nie je nutné aby bol bubon drážkovaný. Volím hladký povrch bubnu. Zo známeho priemeru lana a dĺžky dráhy obr.23, som stanovil počet závitov bubnu a jeho potrebnú šírku.

Obvod bubnu O_b :

$$O_b = \pi \cdot D_{str} \quad (2.20)$$

$$O_b = \pi \cdot 313$$

$$O_b = 983,3mm$$

Lano bude navíjane v jednej vrstve.

Počet závitov bubnu i_b :

Dĺžka lana musí byť navrhnutá tak aby ostali vždy navinuté aspoň tri závity lana.

$$i_b = 3 + \frac{l_l}{O_b} \quad (2.21)$$

$$i_b = 3 + \frac{6080}{983,3}$$

$$i_b = 9,18$$

Volím 10 závitov.

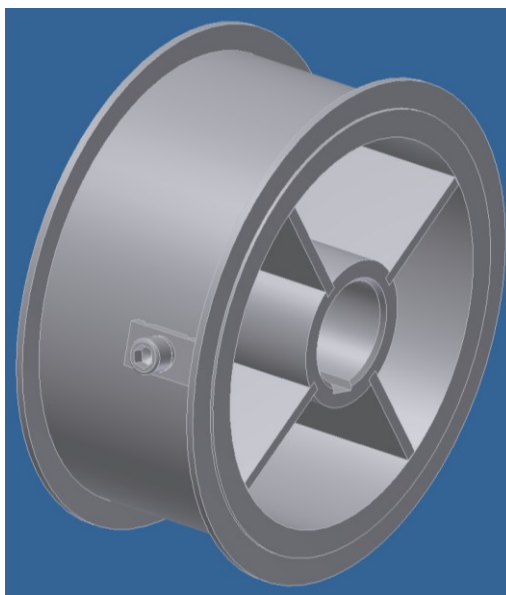
Minimálna šírka bubnu:

$$B_b' = i_b \cdot d_l \quad (2.22)$$

$$B_b' = 10 \cdot 8$$

$$B_b' = 80mm$$

Lano bude ukotvene na bubne pomocou spojky, z tohto dôvodu musí byť bubon predĺžený o rozmery spojky, preto volím bubon o šírke $B_b = 140mm$.



Obr. 14 Navrhnutý bubon.

2.6 Výkon bubnu

Zo zvolenej obvodovej rýchlosti bubnu $v_b = 0,3m/s$ a známeho polomeru bubnu R_b vypočítam otáčky bubnu n_b .

$$v_b = \omega_b \cdot R_b \quad (2.23)$$

$$v_b = 2 \cdot \pi \cdot n_b \cdot R_b$$

$$n_b = \frac{v_b}{2 \cdot \pi \cdot R_b}$$

$$n_b = \frac{0,3}{2 \cdot \pi \cdot 156,5 \cdot 10^{-3}}$$

$$n_b = 0,305s^{-1} = 18,3min^{-1}$$

Z ťažnej sily S_2 a rýchlosti bubnu, spočítam výkon bubnu.

$$P_b = S_2 \cdot v_b \quad (2.24)$$

$$P_b = 5736 \cdot 0,3$$

$$P_b = 1720,8W$$

Pretože som použil dva bubny, výsledný výkon na prevodovke P_p bude rovný:

$$P_p = 2 \cdot P_b \quad (2.25)$$

$$P_p = 2 \cdot 1720,8$$

$$P_p = 3442W$$

2.7 Potrebný príkon

Podľa vypočítaného výkonu na prevodovke P_p a otáčok bubnu n_b volím prevodový motor od firmy Lenze, typ GKS09-4MHAR100C41 s príkonom 4kW. Jedná sa o motor s kuželočelnou prevodovkou, typ mazania CLP HC 320. Motor obsahuje pružinovú brzdú, ktorá má životnosť 10^6 cyklov. Typové označenie 12 [14].

Parametre motoru:

$$\text{Otáčky motoru } n_N = 2840 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{Frekvencia otáčania } f_N = 50 \text{ Hz}$$

$$\text{Príkon motoru } P_N = 4 \text{ kW}$$

$$\text{Výstupné otáčky } n_2 = 19 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{Výstupný krútiaci moment } N_2 = 1896 \text{ Nm}$$

$$\text{Účinnosť } \eta_{pr} = 0,93$$

Prepočet rýchlosti posunu skipovej nádoby v_{PL} podľa výstupných otáčok na prevodovke n_2 .

$$v_{PL} = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot R_b \quad (2.26)$$

$$v_{PL} = 2 \cdot \pi \cdot 0,316 \cdot 156,5 \cdot 10^{-3}$$

$$v_{PL} = 0,31 \text{ m/s}$$

Reálny výkon na bubne P_{br}

$$P_{br} = S_2 \cdot v_{br} \quad (2.27)$$

$$P_{br} = 5736 \cdot 0,31$$

$$P_{br} = 1778,2 \text{ W}$$

Reálny výkon na výstupe prevodovky P_{pr}

$$P_{pr} = 2 \cdot P_{br} \quad (2.28)$$

$$P_{pr} = 2 \cdot 1778,2$$

$$P_{pr} = 3556,4W$$

Reálny príkon motoru P_M

$$P_M = \frac{P_{pr}}{\eta_{pr}} \quad (2.29)$$

$$P_M = \frac{3556,4}{0,93}$$

$$P_M = 3825W$$

$$P_M < P_N \quad (2.30)$$

$$3760 < 4000$$

Motor vyhovuje.

2.8 Vibračné zariadenie

Vibračné zariadenie by malo vyvolať dostatočne veľký pracovný moment, aby bolo schopné odstrániť zachytené časti črepín na stenách nádoby. Tento proces by mal trvať primerane dlhú dobu.

Pre tento účel volím vibračné zariadenie od firmy Vibros [18]. Typ NO12. Parametre zariadenia sú uvedené na obr.31.

NO, NA: 50 Hz

Typ	Pracovní frekvence	Otáčky	Statický moment (max.)	Pracovní moment (max.)	Odtředivá síla (max.)	Hmotnost	Příkon	Jmenovitý proud pro 3x400V	Jmenovitý proud pro 3x500V	Účinník	Účinnost	Poměr záběrového a jmenovitého proudu
NO02-250	50	2 720	3	5	250	4	0,06	0,24	0,23	0,68	44	5,5
NO02-515	50	2 720	5	10	515	4	0,06	0,24	0,23	0,68	44	5,5
NO02-805	50	2 720	8	16	805	4	0,06	0,24	0,23	0,68	44	5,5
NO02-1090	50	2 720	11	22	1 090	4	0,06	0,24	0,23	0,68	44	5,5
NO12	50	2 840	28	56	2 800	7	0,15	0,37	0,30	0,80	73	5,3
NO22	50	2 870	74	148	7 345	22	0,37	0,87	0,70	0,86	71	6,7
NO32	50	2 900	139	278	13 725	37	0,75	1,75	1,41	0,80	77	7,5
NA32	50	2 905	209	418	20 720	65	2,00	4,00	3,20	0,86	84	7,5

Obr. 3115 Parametre vibračného zariadenia [18]

2.9 Ovládanie

Riadenie skipového vozíku bude zabezpečené pomocou koncových spínačov. Keď vozík príde do konečnej stanice zopne sa spínač a vypne navíjanie lana a súčasne zapne vibračné zariadenie.

Po 5s koncový spínač vypne vibrátor a zároveň pustí motor, uvoľní sa brzda. Skipový vozík sa odbrzdí a samočinne, svojou vlastnou váhou sa dá do pohybu.

Až kým nepríde do spodnej stanice, kde koncový spínač vypne motor. Keď bude nádoba zaplnená črepinami, príde obsluha a manuálne spusti do činnosti skipový dopravník pomocou vypínača umiestneného na konštrukcii výťahu. Celý cyklus sa opakuje.

Pre tento účel volím koncový spínač od firmy SEZ Dolný Kubín[19]. Parametre spínača sú uvedené na obr.32.

Všeobecné technické údaje

Normy	Zariadenia sa zhodujú s európskou normou EN 60 947-5-1.
Teplota okolia v blízkosti zariadenia – počas prevádzky	– 40 + 85 °C
Klimatická odolnosť	Prostredie normálne a TH 17
Inštalčná poloha	Povolené sú všetky polohy
Odolnosť voči nárazu (podľa IEC 68-2-27 a EN 60 068-2-27)	7 g* bez zmeny v polohe kontaktov
Odolnosť voči vibráciám (podľa IEC 68-2-6 a EN 60 068-2-6)	50 Hz bez zmeny v polohe kontaktov
Ochrana proti úrazu elektrickým prúdom (podľa IEC 563)	I. trieda
Stupeň ochrany krytom (podľa EN 60 529)	IP 66**
Minimálna ovládacia rýchlosť	0,005 m/s

* g – gravitačné zrýchlenie

** Krytie KS 10-0x (nechránené prevedenie) má stupeň ochrany IP 00

Elektrické údaje

Menovité pracovné napätie U_n	500V~, 220V=
Menovitý pracovný prúd podľa kategórie použitia $I_n/AC-15$ (podľa IEC 947-5-1)	240V~ 3A
$I_n/AC-13$ (podľa IEC 947-5-1)	220V= 0,65A
Menovité izolačné napätie U_i (podľa IEC 947-1 a EN 60-947-1)	500V~
Menovité impulzné výdržné napätie U_{imp}	2,5 kV
Dohodnutý tepelný prúd vo voľnom priestore I_{th}	10A
Stupeň znečistenia	3
Ochrana proti skratu $U_n < 500V$ – polsky typu gG (gl)	10A
Podmienový skratový prúd	1000A
Mechanická životnosť	3.10 ⁷ cyklov
Elektrická životnosť (podľa IEC 947-5-1) AC-15 (platí pre jednotky 01, 02)	500V; 0,1A: 3.10 ⁷ 500V; 0,5A: 1,5.10 ⁷ 500V; 1A: 1.10 ⁷ 500V; 4A: 2.10 ⁵ 400V; 5A: 1.10 ⁵ 24V; 10A:
Jednosmerné vypínanie DC-13	48V/10A; 0 ms 110V/1,5A; 20 ms 220V/0,65A; 20 ms

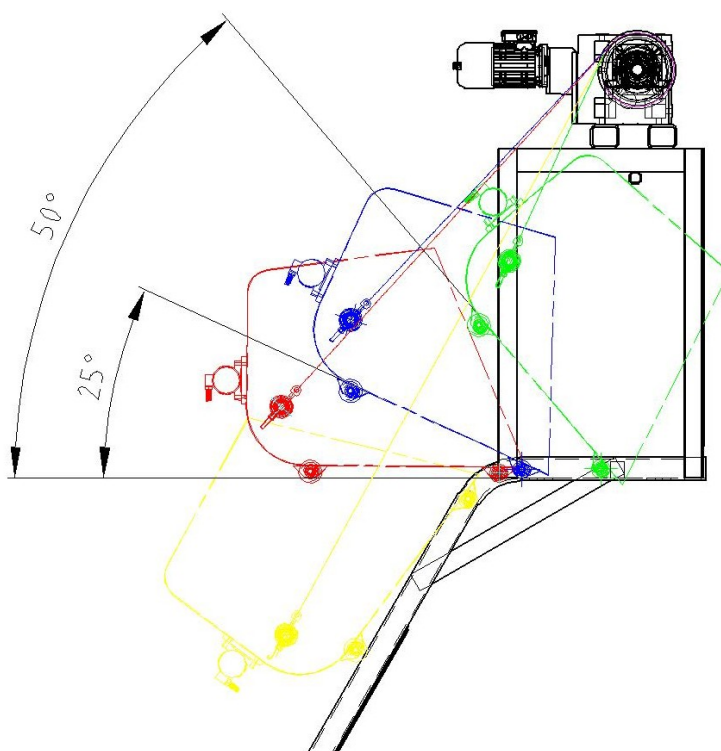
Obr. 32 Technické údaje zvoleného koncového spínača [19]



Obr. 33 Koncový spínač s vysunutou pákou [19]

2.10 Ukážka výsyp materiálu

Výsyp materiálu je znázornený na obr. 34.



Obr. 34 Výsyp materiálu

Fáza I. – je znázornená žltou farbou, vozík kopíruje tvar dráhy, ktorá je sklonená pod 60° .
Nádoba sa nachádza v polohe tesne pred otáčaním, nedochádza k výsypu.

Fáza II. – zobrazená červenou farbou. Predné kolesá skipového vozíku kopírujú tvar tvarovej väzby dráhy. Zadné kolesá, ktoré sa odvaľujú po vrchnej hrane u- profilu sa vplyvom navíjania lana na bubon začnú dvíhať a dochádza k otáčaniu nádoby. Nádobu sa nachádza vo vodorovnej polohe, dochádza k čiastočnému výsypu materiálu.

Fáza III. – znázornená modrou farbou. V tejto fáze sa lano ďalej navíja na bubon. Vozík sa otáča. Materiál je vysypávaný po 25° uhlom.

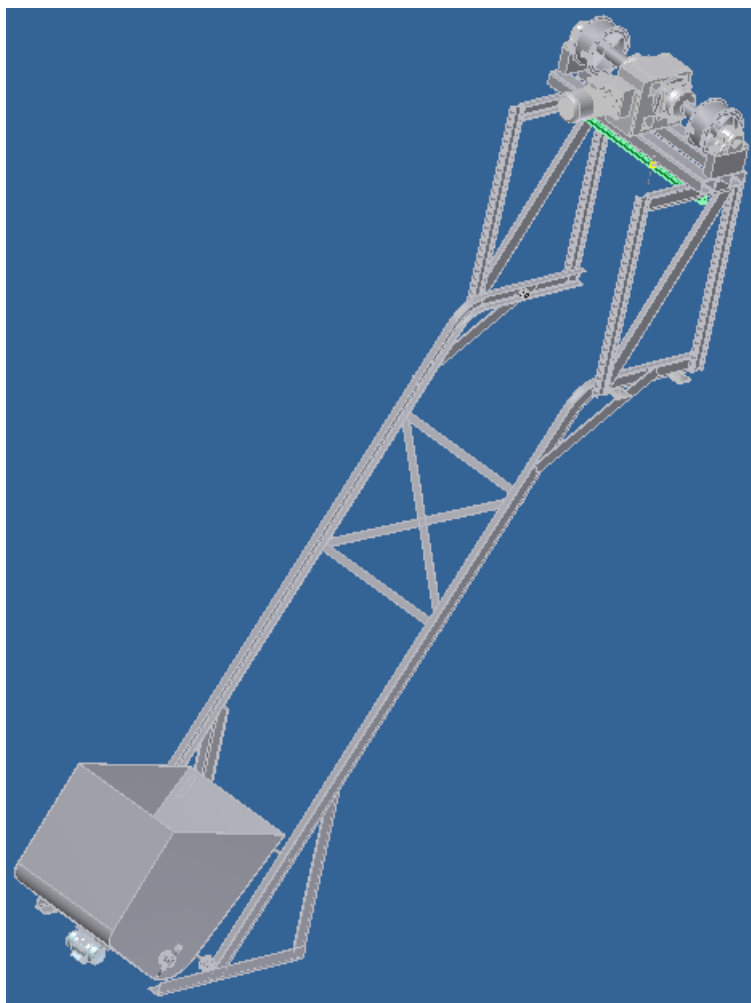
Fáza IV. – znázornená zelenou farbou. Predné kolesá vozíku sa oprú o gumené dorazy, ktoré sú umiestnené v u- profile. Vrchná hrana nádoby sa oprie o doraz, ktorý je umiestnený pod motorom. Sklon vozíku je 50°. V tejto chvíli sa zopne koncový spínač a vypne motor.

2.11 Montáž a uvedenie do činnosti

Pozváraný rám osadený hnacou stanicou sa prichytí k stene (zásobníku) a k podlahe. Uchytenie je zabezpečené skrutkami a chemickými kotvami.

Skipový vozík sa cez otvorenú vrchnú časť rámu, vrchná stanica, vsunie do dráhy, obr.35. Pozvoľným, kontrolovaným púšťaním vozík prejde k násypnej stanici. Pomocou skrutiek sa pripevnia gumené dorazy k dráhe, ktoré zabezpečujú otáčania nádoby. Koncové vypínače sa namontujú na rám, vo vrchnej a spodnej stanici. Kvôli bezpečnosti, aby došlo vždy k vypnutiu motora, bude každá stanica bude osadená tromi koncovými vypínačmi. Pri inštalácii je nutné venovať dostatočne veľkú pozornosť nastaveniu koncových vypínačov.

Vďaka lanovým spojkám sa jeden koniec lana prichytí k bubnu a druhý koniec k výkyvnému mechanizmu. Týmto istým postupom sa prichytí aj druhé lano. Nádobu sa zaplní črepinami. Zapnutím motora a následným navíjaním lana na bubon sa vytvorí dostatočné predpätie potrebné na zdvih nádoby. Zariadenie je pripravené na činnosť.



Obr. 35 Model skipového výtahu

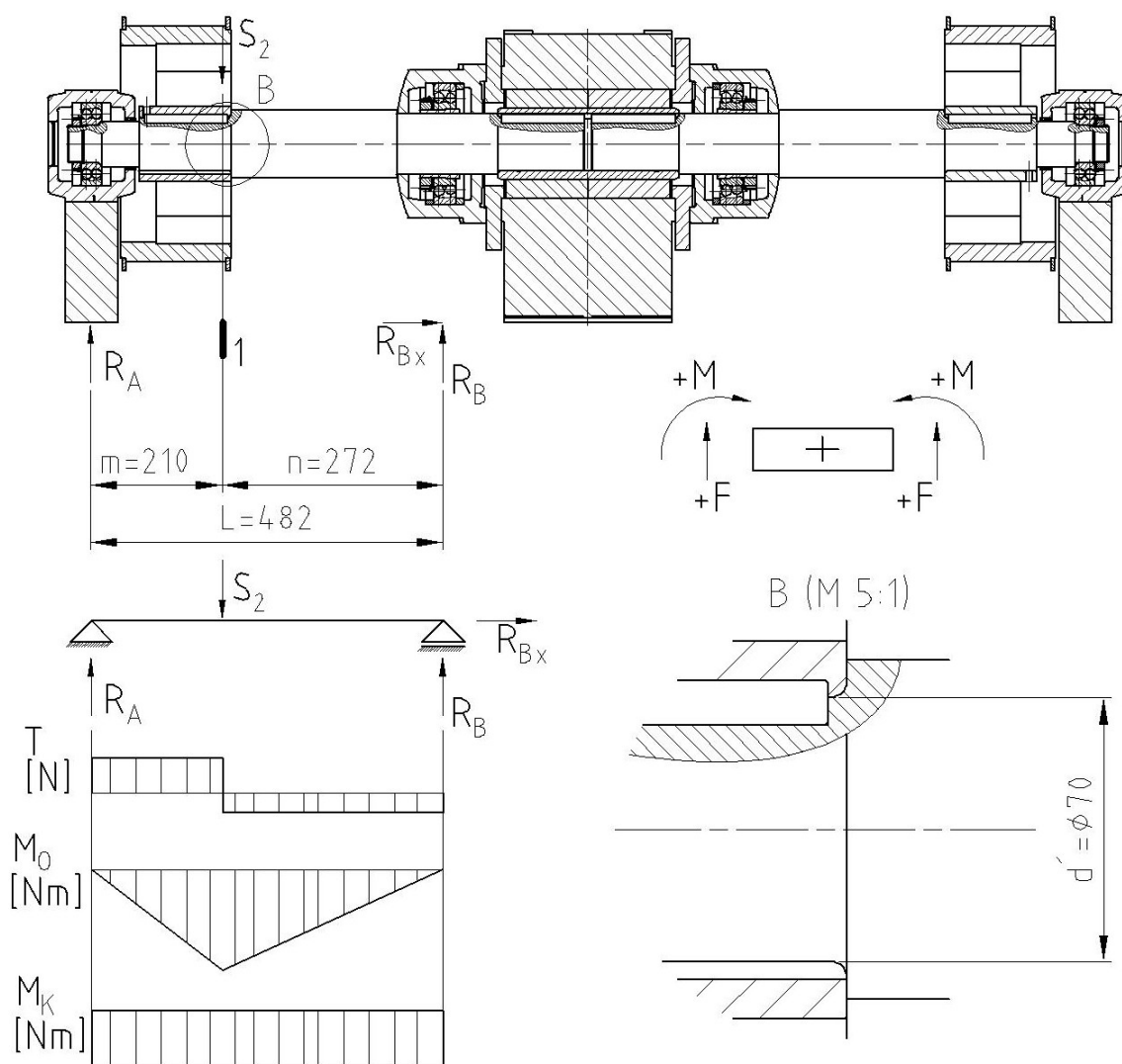
3. Pevnostné výpočty

V tejto kapitole sa budem zaoberať pevnostným výpočtom najviac namáhaných častí skipového výťahu.

3.1 Zjednodušená kontrola hriadele a prenosu krútiaceho momentu

a) kontrola hriadele podľa [1]

Na obr. 36 je znázornený rez hnacou jednotkou, ktorá je symetrická. Z tohto dôvodu kontrolujem len jednu hriadeľ. Jedná sa o statickú kontrolu. Táto kontrola bude postačujúca pretože hriadeľ má nízke otáčky.



Obr. 166 Kontrola hriadele

Silové rovnováha v ose y:

$$\sum F_y = 0 \quad (3.1)$$

$$R_A + R_B - S_2 = 0$$

Momentová rovnováha:

$$\sum M_B = 0 \quad (3.2)$$

$$-R_A \cdot (m + n) \cdot S_2 \cdot m = 0$$

$$R_A = \frac{S_2 \cdot b}{a + b}$$

$$R_A = \frac{5736 \cdot 272}{210 + 272}$$

$$R_A = 3237N$$

Výpočet reakcie R_B :

$$R_B = S_2 - R_A = 5736 - 3237 = 2499N$$

Výpočet maximálneho ohybového momentu.

$$M_{Omax} = R_A \cdot m \quad (3.3)$$

$$M_{Omax} = 3237 \cdot 0,21$$

$$M_{Omax} = 680Nm$$

Pevnostná kontrola je urobená v mieste "1". V tomto mieste pôsobí najväčšie ohybové napätie a je nutné do výpočtu zahrnúť aj vrubové napätie.

Výpočet ohybového napätia σ_{O1} v kritickom mieste "1".

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{Omax}}{W_O} \quad (3.4)$$

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{Omax}}{\frac{\pi}{32} \cdot d'^3}$$

$$\sigma_{O1} = \frac{680 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32} \cdot 70^3}$$

$$\sigma_{O1} = 20,1 \text{ MPa}$$

Výpočet smykového napätia τ_{K1} v mieste "1":

$$\tau_{K1} = \frac{M_K}{W_K}$$

(3.5)

$$\tau_{K1} = \frac{M_K}{\frac{\pi}{16} \cdot d'^3}$$

$$\tau_{K1} = \frac{1896 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot 70^3}$$

$$\tau_{K1} = 28,2 \text{ MPa}$$

Pevnostný výpočet podľa Guesta:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_O^2 \cdot \alpha_\sigma + 4 \cdot \tau_K \cdot \alpha_\tau} \quad (3.6)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{20,1^2 \cdot 3 + 4 \cdot 28,2^2 \cdot 3} = 103 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red1} \leq \frac{Re_{11523}}{k_{s1}}$$

(3.7)

$$k_{s1} \geq \frac{Re_{11523}}{\sigma_{red}}$$

$$k_{s1} = \frac{333}{103} = 3,23$$

Súčiniteľ vrubu pre ohyb α_σ a súčiniteľ vrubu pre krut α_τ som volil z [7]. Materiál hriadele je uhlíková oceľ 11 523 s medzou kĺzu 333 MPa. Statická bezpečnosť by sa mala pohybovať v rozmedzí 1,5 až 2,5. Hriadeľ vyhovuje.

b) kontrola hriadele na dovolený priehyb

Pomocou programu Autodesk Inventor som vypočítal maximálny priehyb hriadele V_{max} .

$$V_{max} = 0,0427mm$$

Výpočet dovoleného priehybu:

$$V_D = (0,001 \div 0,005) \cdot L \quad (3.8)$$

$$V_D = 0,005 \cdot 466 = 2,33mm$$

Kontrola na dovolený priehyb:

$$V_{max} \leq V_D \quad (3.9)$$

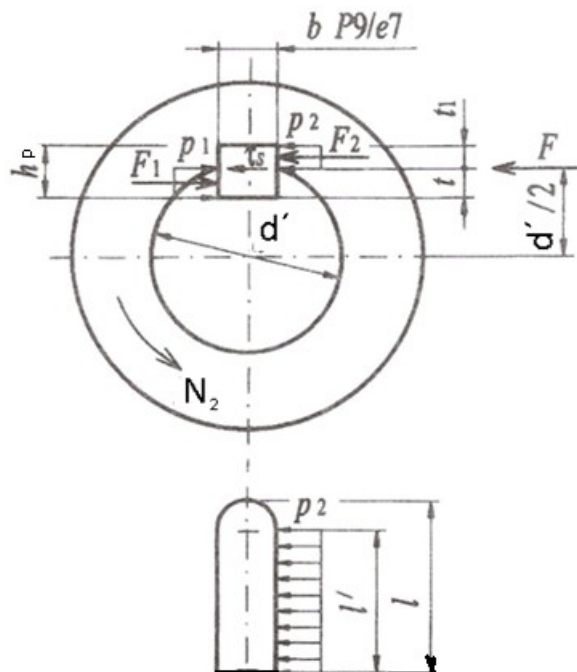
$$0,0427 < 2,33$$

Podmienka je splnená, hriadeľ vyhovuje.

c) kontrola pera podľa [4]

Na hriadeľi sú použité dve pera. V obidvoch prípadoch sa jedna o rovnaké dĺžky a typy pier. Bude postačujúca len kontrola jedného pera.

Kontrola pera v mieste kde sa spája hriadeľ s prevodovkou.



Obr. 17 Kontrola pera [4]

Hriadeľu o priemere $d' = 70mm$ odpovedá pero o šírke $b = 20mm$ a hĺbke drážky $t_1 = 4,6mm$ [7].

Kontrola boku pera a drážky na otlačenie:

$$\frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq P_{D2} \quad (3.10)$$

$$l' = \frac{F_2}{P_{D2} \cdot t_1}$$

$$l' = \frac{50831}{120 \cdot 4,6}$$

$$l' = 92,1mm$$

Zaťažujúcu silu F_2 vypočítame:

$$F_2 = \frac{N_2}{\frac{d'}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (3.11)$$

$$F_2 = \frac{1896 \cdot 10^3}{\frac{70}{2} + \frac{4,6}{2}} = 50831N$$

Dĺžka pera:

$$l = b + l' \quad (3.12)$$

$$l = 92,1 + 10 = 102,1mm$$

Pre oceľové náboj je dovolený tlak $P_{D2} = 100 \div 150MPa$. Volím strednú hodnotu, $P_{D2} = 120MPa$. Volím pero 20e7x12x110 ČSN 02 2562 [7]

Výpočet na strih:

Strižná sila:

$$F = \frac{N_2}{\frac{d'}{2}} \quad (3.13)$$

$$F = \frac{1896 \cdot 10^3}{\frac{70}{2}}$$

$$F = 54172N$$

Pevnostná podmienka:

$$\tau_S \leq \tau_{DS} \quad (3.14)$$

$$\frac{F}{l \cdot b} \leq 30$$

$$\frac{54172}{110 \cdot 20} \leq 30$$

$$24,6 < 30$$

Dovolené napätie pre oceľ v strihu $\tau_{DS} = 30MPa$. Navrhnuté pero vyhovuje.

3.2 Kontrola ložísk

Ako ložiska hnacej jednotky som zvolil guľôčkové dvojrade. Ich výhodou je veľká naklopiteľnosť, ktorá zaručuje bezproblémovú montáž. Výpočet podľa [5].

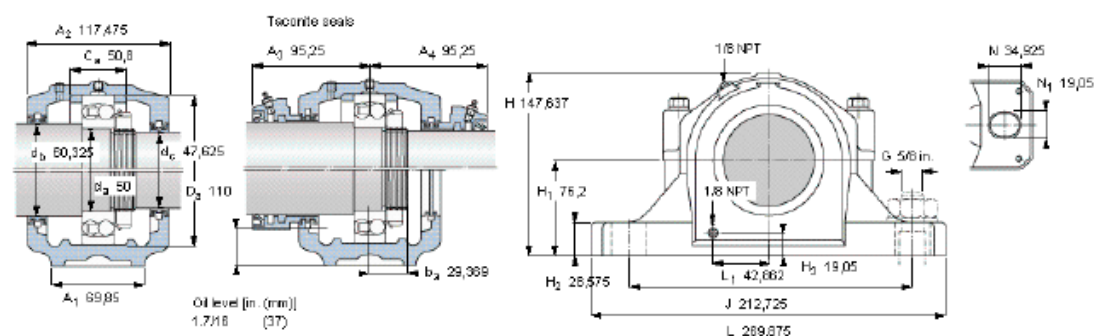
Pretože má hriadeľ 19 ot/min, bude postačujúca statická kontrola ložísk.

Statická kontrola ložiska v mieste "A":

Split plummer block housings, SAF series with self-aligning ball bearings with a cylindrical bore

Product information

Shaft diameter d_a	Bearing Designation	Basic load rating, dynamic	Housing Principal dimensions				Mass for kit with labyrinth seals	Designations for housing kits with PosiTrac seals	
			A_2	L	H	H_1		PosiTrac seals	PosiTrac Plus
mm	-	kN	mm				kg	-	-
50	1310 ETN9	43,6	117,475	269,875	147,637	76,2	9,55	SAF 1310	-



Obr. 37 Technické parametre guľôčkového dvojradového naklapiacieho ložiska, ktoré sa nachádza v mieste "A" [20].

Základní trvanlivost ložiska podľa ISO 281:1990 pri 90% spoľahlivosti:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^n \quad (3.15)$$

$$L_{10A} = \left(\frac{C_A}{R_A} \right)^n$$

$$L_{10A} = \left(\frac{43600}{3237} \right)^3 = 2443 \text{ mil. otáčok}$$

Kde P je ekvivalentné zaťaženie, n je exponent rovnice trvanlivosti, pre ložiska s bodovým stykom = 3. C je základná dynamická únosnosť.

Trvanlivosť ložiska v provozních hodinách pri konštantných otáčkach:

$$L_{10hA} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10A} \quad (3.16)$$

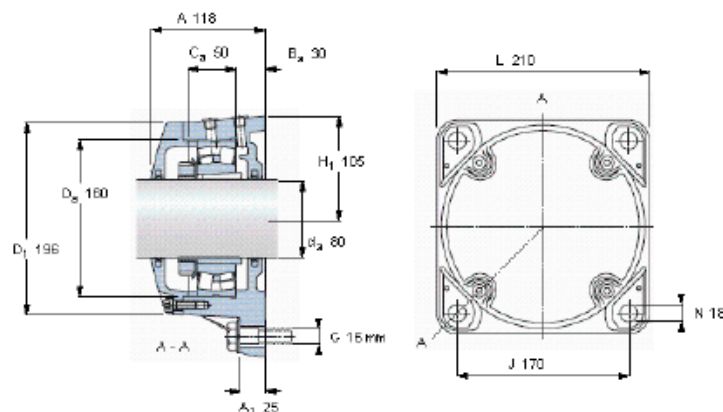
$$L_{10hA} = \frac{10^6}{60 \cdot 19} \cdot 2443 = 2142982 \text{ hod}$$

Statická kontrola ložiska v mieste "B":

Flanged housings, FNL series for bearings on an adapter sleeve

Product information

Shaft	Appropriate bearings (basic designation)				Housing Principal dimensions				Mass
d_s	Self-aligning ball bearings		Spherical roller bearing	CARB bearing	A	L	H	H_1	
mm					mm				kg
80	1218 K	2218 K	22218 K	C 2218 K	118	210	210	105	12,0



Obr. 38 Technické parametre guľôčkového dvojradového naklapacieho ložiska, ktoré sa nachádza v mieste "B" [20].

Základní trvanlivost ložiska podľa ISO 281:1990 pri 90% spoľahlivosti:

$$L_{10B} = \left(\frac{C_B}{R_B} \right)^n \quad (3.17)$$

$$L_{10B} = \left(\frac{30500}{2499} \right)^3$$

$$L_{10B} = 1818 \text{ mil. otáčok}$$

Kde P je ekvivalentné zaťaženie, n je exponent rovnice trvanlivosti, pre ložiska s bodovým stykom = 3. $C_B = 30500N$ je základná dynamická únosnosť [7].

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách pri konštantných otáčkach:

$$L_{10hB} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10B} \quad (3.18)$$

$$L_{10hB} = \frac{10^6}{60 \cdot 19} \cdot 1818$$

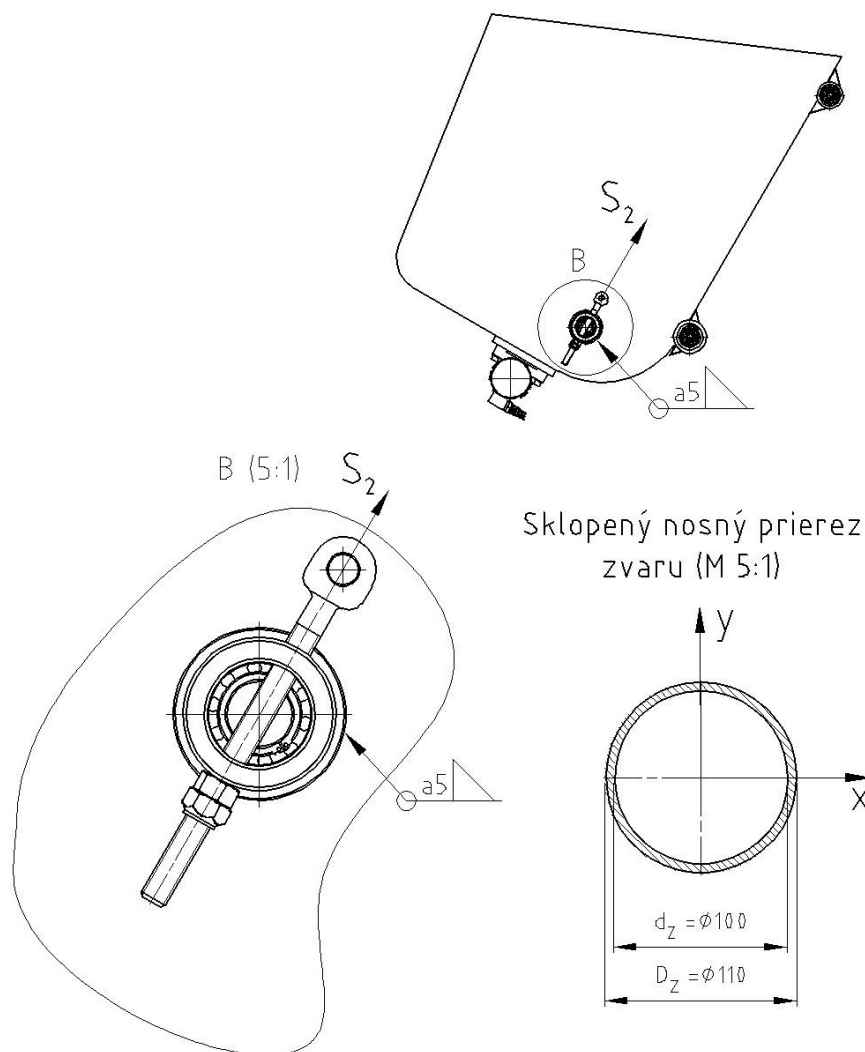
$$L_{10hB} = 1594762 \text{ hod}$$

3.3 Kontrola výkyvného mechanizmu

V tejto kapitole bude pevnostne skontrolovaný výkyvný mechanizmus.

a) výpočet zvaru podľa [4]

Výkyvný mechanizmus je spojený s nádobou pomocou zvaru o veľikosti $a_z = 5mm$, obr. 39. Tento zvar je namáhaný na ťah, ktorý spôsobuje ťažná sila S_2 .



Obr. 39 Sila, ktorá pôsobí na výkyvný mechanizmus

Výpočet ťahového napätia:

$$\sigma_T = \frac{S_2}{\frac{\pi \cdot D_Z^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_Z^2}{4}} \quad (3.19)$$

$$\sigma_T = \frac{5736}{\frac{\pi \cdot 110^2}{4} - \frac{\pi \cdot 100^2}{4}}$$

$$\sigma_T = 3,5 \text{ MPa}$$

Pevnostná podmienka:

$$\frac{\sigma_T}{k_{1Z}} \leq \beta \cdot \sigma_{DT} = \beta \cdot \frac{Re_{11523}}{k_Z}$$

(3.20)

Kde k_Z je statická bezpečnost zvaru, β je súčiniteľ hrúbky kútového zvaru, ktorý vypočítame zo vzťahu 3.21. $Re_{11523} = 333MPa$, je mez klzu pre materiál 11 523 a k_{1z} je prevodový súčiniteľ [4].

Pre $a_Z < 10mm$ platí:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot a_Z \quad (3.21)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot 5 = 1,15$$

Zo vzťahu 3.20 som odvodil vzorec pre výpočet statickej bezpečnosti zvaru k_Z .

$$k_Z = \beta \cdot \frac{Re_{11523} \cdot k_{1z}}{\sigma_T}$$

$$k_Z = 1,15 \cdot \frac{333 \cdot 0,9}{3,5} = 98,5$$

Pretože sa jedná o element, ktorý prenáša ťažnú silu bezpečnosť musí byť väčšia ako 6. Zvar staticky vyhovuje.

b) kontrola napínacej skrutky podľa [4]

Skrutka je namáhaná na ťah, viz. obr.39.

Platí:

$$\sigma_{T\check{s}} = \frac{Re_{8.8}}{ks_{\check{s}}} \quad (3.22)$$

Pevnostná podmienka

$$\frac{S_2}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{Re_{8.8}}{ks_{\check{s}}} \quad (3.23)$$

Kde $Re_{8.8}$ je mez klzu materiálu sroubu. Volím skrutku triedy 8.8, $Re_{8.8} = 640MPa$. Statická bezpečnosť skrutky $ks_{\check{s}}$ a d_3 je malý priemer skrutky.

Jednoduchou úpravou vzorca 3.23 dostanem výsledný vzťah na výpočet malého priemeru skrutky.

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S_2 \cdot k_{S_2}}{Re_{8.8} \cdot \pi}}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 5736 \cdot 6}{640 \cdot \pi}}$$

$$d_3 = 8,2mm$$

Volím skrutku M16, skrutka vyhovuje.

4. Záver

V tejto diplomovej práci som sa zaoberal výpočtom a konštrukčným návrhom zavažacieho skipového zariadenia zásobníku podľa zadania.

V prvej časti som urobil prieskum trhu, aké sú dostupne skipové zariadenia na zavazanie zásobníkov. Opísal som hlavné segmenty skipového zariadenia a ich výhody a nevýhody. Uviedol som rôzne varianty výsypníkov.

V ďalšej kapitole som sa venoval konštrukčnému návrhu skipového zariadenia. Stanovil som dopravovaný výkon, výkon hnacej stanice a zo zadaného prepravného objemu som odvodil rozmery skipovej nádoby. Konštrukciu som navrhol tak aby bola dodržaná prepravovaná výška 2,5m. Dokonalé vyprázdňovanie nádoby je zabezpečené pomocou elektromechanického vibračného zariadenia.

V poslednej časti som sa venoval pevnostným výpočtom a kontrole dôležitých častí skipového výťahu. Staticky som skontroloval hriadeľ hnacieho mechanizmu a prenos krútiaceho momentu. Bola urobená statická kontrola ťažného prvku a ložísk. V záverečnej časti som pevnostne dimenzoval výkyvný mechanizmus.

Použitie riešení zabezpečujú hladký a tichý zdvih nádoby. Skipový výťah je navrhnutý s ohľadom na bezpečnosť, jednoduchú montáž a cenovú dostupnosť. Všetky zadané ciele boli splnené.

Zoznam použitej literatúry

- [1] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [2] POLÁK, J.; PAVLISKA, J.; SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, 2001, ISBN 80-248-0043-8.
- [3] POLÁK, J.; BAILOTTI, K.; PAVLISKA, J.; Hrabovský, L. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava ISBN 80-248-0493-X.
- [4] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1.
- [6] POLAK, Jaromír, et al. *Dopravní a manipulační zařízení III*. 1. vydání, Ostrava: ES VŠB-TUO, 2005. ISBN 80–248–0963–X
- [7] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky. 3. dopl. vydání*. Albra, 2006, ISBN 80-7361-033-7.
- [8] <http://www.rgusrail.com/alsloss.html>
- [9] Material Handling Presentation, viz. přílohy
- [10] <http://www.pemat.de/>
- [11] <http://www.tinsleycompany.com/bulk-process-equipment/industrial-mixers/skip-hoists-other-equipment/>
- [12] <http://www.mixersystems.com/pdf/SkipHoist.pdf>
- [13] <http://www.essexrise.com/skiphoist.html>
- [14] <http://www.lenze.com/en/home>
- [15] http://en.wikipedia.org/wiki/Hoist_%28mining%29
- [16] <http://www.fech.sk/eshop/cid/1/category/ocelove-lana.xhtml>

- [17] <http://www.blickle.com/>
- [18] <http://www.vibros.cz/prilozne-vibratory/no-na-50/>
- [19] http://www.sez.sk/files/k6_v3-1_sk.pdf
- [20] http://www.skf.com/portal/skf_sk/home
- [21] <http://www.webac-vibro.com/>
- [22] <http://www.conductix.cz/index.asp?id=161&plid=224&e1=214&vid=9&lang=X>
- [23] http://www.itecozeriavy.sk/energeticke_retaze.php
- [24] http://www.darner.sk/index.php?page=samonavijacie_bubny
- [25] <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [25] http://www.simetric.co.uk/si_materials.htm
- [26] Autodesk Inventor 2009, 3D software
- [27] Autocad Mechanical 2009, 2D software

Zoznam príloh

- A. Zostavný výkres skipového zariadenia, KID – 1
- B. Zostavný výkres pohonu skipu, KID – 1 –2-1
- C. CD